

А.Е., Мартыненко А.М. Динамические расчеты приводов машин. – Л.: Машиностроение, 1971. – 352с.  
 4. Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1978. – 198с. 5. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машгиз, 1967. – 359с. 6. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 264с. 7. Маслов В.С. Расчеты колебаний валов. – М.: Машиностроение, 1980. – 151с. 8. Никитин Б.В. Расчет динамических характеристик металлорежущих станков. – М.: Машгиз, 1962. – 111с. 9. Ривин Е.И. Динамика приводов машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 204с. 10. Самидов Х.С., Самидов Э.Х. Динамика и оптимальное конструирование машин. – Баку: Нурлан, 2003. – 622с. 11. Самидов Х.С., Агаев Ф.Ф. Оптимизация параметров динамической системы зубчатых передач металлорежущих станков // Вестник Национального технического университета "ХПИ". – Харьков, 2007. – №21. – С.239-248. 12. Самидов Х.С., Агаев Ф.Ф. Оптимизация электромеханических система приводов машин по коэффициенту динамичности // Вестник Национального технического университета "ХПИ". – Харьков, 2008. – №28. – С.70-83.

Поступила в редколлегию 21.05.09

УДК 621.833

**В.Е. СТАРЖИНСКИЙ**, д.т.н., ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси  
**А.М. ГОМАН**, к.т.н., ОИМ НАН Беларуси  
**В.Ф. ХИЖЕНОК**, научный сотр. ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси  
**Е.М. ПЕТРКОВЕЦ**, научный сотр. ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси

## ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ПЛАСТМАССОВЫМИ КОЛЕСАМИ: ПРОГРАММА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

The PC-aided software for projection of drive with plastic gears is presented. Computation algorithm of basic parameters of gear pairs, gears, and mold dies for plastic cylindrical and bevel gears is suggested. Depending on purpose of computation and existence of initial data one can fulfill or projecting strength design of new gear drive or make checking strength calculation for existing one. The procedure of projection strength design; calculation of gear pair and gear nominal dimensions and geometrical parameters; assignment of accuracy modes; checking guaranteed quality ratio and calculation of measured parameters taken into account appointed tolerances; computation of mold die geometrical parameters; checking strength design. Software contents, peculiarities and operations are considered too.

**Постановка задачи.** Методические основы автоматизированного расчета формулирующего инструмента для изготовления пластмассовых зубчатых колес, заложенные в работах авторов [1], затем получили развитие в части автоматизации расчета профиля зубчатого венца формообразующих матриц [2, 3] и последующего создания программных продуктов для расчета прямозубых и косозубых цилиндрических пластмассовых зубчатых колес и формообразующих матриц по заказу фирмы "Полиформ" (г. Москва, преемник – инженерная фирма "АБ Универсал"). В оболочке DOS были созданы программы, позволяющие по параметрам, указанным в чертеже зубчатого колеса, рассчитывать геометрические параметры и показатели точности зубчатой матрицы при наличии разных исходных данных – по интервалу усадки (программа "Intus"), по размерам имитаторов ("Imitat"), специальная программа

для расчета косозубых колес ("Helius") и программа для корректировки геометрических параметров матриц по результатам измерения опытной партии зубчатых колес ("Kormat") [3-5]. Основные особенности расчета по программам были изложены в руководящем техническом материале<sup>1</sup>.

Дальнейшее совершенствование этого программного продукта определялось задачами и требованиями потребителей.

По заказу Корейского Института науки и технологии (KIST) разработана и передана заказчику англоязычная версия программы. Для Оскольского электрометаллургического комбината произведена модернизация программы с целью возможности ее применения для расчета стандартных мелко модульных зубчатых колес и выполнен комплекс работ по расшифровке, расчету, подготовке производства, анализу точности и выпуску опытно-промышленных партий пластмассовых зубчатых колес ( $m=0.3-0.45$  мм;  $z=14-43$ ) для комплектации привода компенсографа 7ND2021 [6]. Дальнейшее развитие программы привело к созданию совместно с KIST программных продуктов P-GEAR и P-GRUN, обеспечивающих, кроме расчета матриц, расчет зубчатых передач с возможностью корректировки стандартных параметров, наличием базы данных и анимационной модели зубчатого зацепления [7]. Краткое описание возможностей программ "P-GEAR" и "P-GRUN" приведено в работе [8].

Настоятельная потребность в совершенствовании программ в части, касающейся создания объемных моделей проектируемых объектов, имитации и анимации процессов изготовления, взаимодействия зубчатых колес в передаче и т.д. привела авторов к необходимости разработки программного продукта, совместимого с универсальными программами типа Solid Works, ProEngineer, MachinWin и др. Разработка такой программы была выполнена совместно со специалистами производственно-технического центра ТНП ОАО "ПАТЕП" (г. Серпухов) при участии Московского представительства фирмы Solid Works.

Работы по автоматизации расчетов конических передач с пластмассовыми колесами были начаты в 2002 году, первые результаты были опубликованы в работе [9], дальнейшее развитие это направление получило в работах [10-12].

При построении 3-D модели конического зубчатого колеса основное внимание было обращено на выбор алгоритма построения профилей зубчатого венца, который обеспечивал бы приемлемую точность расчета, принимая во внимание наличие погрешностей, появляющихся при развертке на плоскость реального профиля сферической эвольвенты, расположенной на дополнительных внешнем и внутреннем конусах конического зубчатого колеса. были рассмотрены вопросы подготовки исходных данных для построения 3-D модели – порядок построения линий, образованных сечением поверхности дополнительного конуса плоскостью, перпендикулярной образующей конуса вершин и получены формулы для расчета радиуса аппроксимирующих окружностей при

<sup>1</sup> Колеса зубчатые из пластмасс. Расчет размеров и точностных параметров формулирующих матриц. Конструирование литейных форм. РТМ-0-01-83. Гомель, ИММС АН БССР.

различных формах линии пересечения – эллипса, параболы и гиперболы; описаны методика и алгоритм построения модели конического колеса с элементами расчета координат профиля зуба на поверхности дополнительного конуса и рассмотрены в первом приближении концепция и содержание программы автоматизированного расчета геометрических параметров и размеров зубчатых колес и формообразующих матриц с учетом назначаемых показателей точности. В дальнейшем программа была дополнена расчетами на прочность [13]. В данной статье приведен наиболее подробный обзор литературных источников по теме, а также излагаются результаты дальнейших исследований по усовершенствованию разработанных программных продуктов.

**Литературный обзор.** В настоящее время рынок CAD/CAM/CAE-систем предлагает пользователям широкий набор программных продуктов разного уровня и разного назначения. Широко известные программные продукты как верхнего, так и среднего и нижнего уровней, такие как Pro/Engineer, Unigraphics, CATIA, EUKLID, I-DEAS, Ansys, T-ELEXCAD, APM WinMachine, Solid Works, Компас, AutoCAD имеют специальные модули, позволяющие рассчитывать и строить модели различных типов зубчатых колес и передач, в том числе с пластмассовыми колесами.

В системе APM WinMachine российской компании НТЦ АПМ имеется модуль APM Trans, позволяющий выполнять проектировочные и проверочные расчеты передач зацеплением (цилиндрические передачи внешнего и внутреннего зацепления, косозубые внешнего, шевронные, конические с прямым и круговым зубом, червячные). Сообщается [14], что в новой версии программы APM WinMachine 8.5) усовершенствованы алгоритмы расчетных процедур, включена процедура геометрического расчета неравносмещенных конических зубчатых колес, разработана система назначения допусков, большое внимание уделяется англоязычной версии программы. Планируется проведение работ по поддержке расчетных стандартов AGMA, ISO, DIN и JIS, используемых в странах, определяющих техническую политику в мире, а также работ по интеграции системы APM WinMachine с такими графическими продуктами, как Solid Edge, AutoCAD, Inventor и ADEM. Компания намерена дополнить модуль APM Trans расчетом пластмассовых зубчатых передач, инструмент для расчета которых, по данным авторов, отсутствует на рынке программ СНГ.

Специальные программные продукты, предназначенные для расчета зубчатых передач, базируются в основном на стандартных расчетах в соответствии с национальными (DIN 3990, AGMA 610) и международными (ISO 6363) стандартами с вариацией тех или иных дополнительных возможностей. В программе "ZABGON" [15] есть возможность проектировать передачи с нестандартными параметрами. Авторы [16] предлагают комплекс программ, поддерживающих жизненный цикл детали от стадии проектирования до изготовления. В программе [17], с использованием системы AutoCAD расчет ведется с учетом динамических нагрузок, рассчитывается также долговечность

передачи. В виде приложений к программам AutoCAD, Компас и др. предлагаются программы [18, 19] для расчета геометрии, прочности и надежности цилиндрических прямозубых и косозубых передач с внешним и внутренним зацеплением, конических передач с прямыми и круговыми зубьями, цилиндрических червячных передач.

Программный продукт GEAR Trax (разработка фирмы Camnetics Inc., США) – предназначен для построения моделей деталей трансмиссий – цилиндрических прямозубых и косозубых колес внешнего и внутреннего зацепления, конических зубчатых колес с прямыми и круговыми зубьями, элементов Архимедова червячного зацепления. GEAR Trax взаимодействует с программами Solid Works, Inventor, Solid Edge.

Нестандартный подход к созданию САПР зубчатых передач предлагают авторы [20, 21]. Концепция основана на использовании не зависящих от типа передачи программных модулей, сопровождающих проектирование, изготовление и работу передачи. Библиотека универсальных программных модулей должна включать модули: 3D-моделирования и интерактивной визуализации; модуль схемы передачи; процесса нарезания зубьев; моделирования контакта зубьев; анализа нагруженного контакта зубьев; моделирования обкатки шестерни и колеса, численные модели которых построены по результатам измерения реальных поверхностей зубьев; прогнозирования состояния передачи (износ, шум, виброактивность).

В работе [22] предлагается вариант автоматизированного проектирования цилиндрических передач внешнего зацепления, базирующихся на концепции динамичного блокирующего контура, с помощью которого выбираются рациональные коэффициенты смещения шестерни и колеса и осуществляется прогнозное проектирование зубчатой передачи, при этом обеспечивается высокая производительность и наглядность процесса проектирования.

Ряд программных продуктов по проектированию зубчатых передач разрабатывались с целью использования в учебном процессе при выполнении курсовых проектов. Авторами [23] разработана программа проектирования одно- и двухступенчатых редукторов для развернутой схемы, схемы с раздвоением тихоходной ступени, соосной схемы. Выполняются все виды расчетов зубчатых передач и валов, производится подбор подшипников, проектирование завершается эскизной компоновкой редуктора. Программное обеспечение "ТрансМЕХ", разработанное на кафедре "Детали машин, подъемно-транспортные машины и механизмы" БНТУ, базируется на материалах справочного учебно-методического пособия [24], обеспечивает проектирование передач в соответствии со стандартом ГОСТ 21354, при расчете используется минимальный ресурс компьютерной вычислительной техники.

В программных продуктах, в которых имеются разделы, касающиеся проектирования непосредственно пластмассовых зубчатых колес (в частности, таких известных, как KISS SOFT, StarGear [25], "Plastig Gearing" Software

program of ABA-PGT, Inc. Company и др.) алгоритм проектирования строится в основном, на базе стандартов ISO 6336, DIN 3990 и AGMA 610. Наиболее полно концепция учета специфики пластмасс при проектировании изложена, в частности, в нормативном материале VDI 2545 [26], однако наличие достаточных для расчета данных о механических свойствах термопластов и расчетных коэффициентах, обеспечивающие сквозное автоматизированное проектирование, ограничивается сведениями о полиамидах марок ПА6, ПА66, ПА6 стеклонеполненный и полиоксиметиле, для остальных пластмасс такие данные либо не приводятся, либо для некоторых из них предлагается производить упрощенный расчет по коэффициенту нагрузки  $c=F_t/b_w m$ .

Набор исходных контуров из 4-х модификаций с разной высотой зубьев, предлагаемый фирмой ABA-PGT Inc., обеспечивает равновеликую толщину у основания зубьев пары сопряженных колес и модификацию профиля у вершины зуба, исключает подрез зубьев и снижает изгибные напряжения за счет полностью скругленной впадины, имеется программа расчета [27]. Параметры исходного контура стандартизованы [28].

В работах [29, 30] на примере металлополимерной червячной передачи с пластмассовым косозубым колесом, предлагается методика и программа расчета нагрузочной способности передачи по критерию безопасности с определением коэффициентов безопасности по усталостному излому зуба, контактной выносливости, износу, температуре, превышающей температуру плавления материала пластмассового колеса при длительной непрерывной эксплуатации, а также по температуре смазочного материала.

Авторами [31, 32] предлагается вариант расчета зубчатых передач (в том числе с пластмассовыми колесами) в обобщающих параметрах под фирменным названием Direct Gear Design, дополняемый для пластмассовых зубчатых колес концепцией Genetic Mold Solution, из которой следует, что форма изготавливаемого пластмассового зубчатого колеса, полученного методом литья под давлением из термопластичного полимера или композиционного материала на его основе (равно как и любое другое изделие) содержит в себе, условно говоря, "генетическую информацию" о предыстории получения материала, оформляющей полости литевой формы и параметрах технологического процесса литья на термопластавтомате определенного типа. Программный продукт, разработанный фирмой AKGears, позволяет рассчитывать разные типы зубчатых передач с оптимальной формой зубьев, оптимизацией формы выкружки по критерию минимизации изгибных напряжений, а также передачи с зубьями асимметричного профиля, обеспечивающими повышенную нагрузочную способность передачи.

**Назначение и содержание программы.** Блоки программы предназначены для автоматизированного проектирования эвольвентных цилиндрических и конических передач с пластмассовыми зубчатыми колесами, исходным контуром по ГОСТ 13755-81 при  $m > 1$ , и ГОСТ 9587-81 при  $m < 1$ , для ци-

линдрических передач и по ГОСТ 13754-81 при  $m \geq 1$  мм. Для конических передач реализована методика расчета номинальных размеров колес и передач с постоянным радиальным зазором при межосевом угле  $90^\circ$ .

Предельные значения геометрических параметров:

- Модуль,  $m$  – от 0,1 до 10 мм;
- (Средний) делительный диаметр,  $d$  – до 400 мм;
- Межосевые расстояния,  $a_w$  – до 250 мм при  $m > 1$  и до 180 мм при  $m < 1$ ;
- Среднее конусное расстояние – до 200 мм.

В процессе проектирования по программе производится проектировочный расчет передачи и расчет номинальных размеров и геометрических параметров зубчатых колес; по назначенным степеням точности производится расчет соответствующих показателей; оценивается качество зацепления, реализуется визуальный контроль процесса зацепления колес с анимацией; формируется полный протокол расчета; выводятся данные для чертежа; производится проверочный прочностной расчет по контактной прочности и выносливости при изгибе и расчет (по разным вариантам исходных данных) формообразующих матриц с выдачей данных для их изготовления на станках с ЧПУ. При расчете пластмассовых зубчатых колес по программе принимаются во внимание следующие факторы, учитывающие специфику свойств пластмасс на разных этапах проектирования, изготовления и последующей эксплуатации зубчатых передач:

- учет усадки изделий при расчете и изготовлении формообразующих зубчатых матриц по разным вариантам исходных данных;
- расчет реальных измерительных размеров и качественных показателей с учетом назначенных показателей точности;
- учет в расчетах на прочность температуры боковой поверхности зуба и объемной температуры у корня зуба;
- существенная зависимость механических свойств от температуры и продолжительности работы (имеется база данных по модулю упругости и пределам выносливости при расчетах на контактную выносливость и выносливость зубьев при изгибе для некоторых конструкционных полимерных материалов с возможностью ее пополнения по мере накопления экспериментальных данных);
- возможность расчета геометрии зубчатых передач с нестандартными параметрами исходного контура.

Номинальные размеры цилиндрической зубчатой передачи и зубчатых колес рассчитываются по ГОСТ 16532-83, конической передачи и конических зубчатых колес – по ГОСТ 19624-74.

Исходными данными являются параметры исходного контура, для расчета цилиндрической передачи принимаются межосевое расстояние  $a_w$  или коэффициенты смещения шестерни  $x_1$  и колеса  $x_2$ , для конической дополнительно – коэффициенты тангенциального смещения  $x_{t1}$  и  $x_{t2}$ .

При заданном  $a_w$ , при разбивке коэффициента суммы смещений  $x_{sum}$  на со-

ставляющие  $x_1$  и  $x_2$  можно воспользоваться рекомендациями ГОСТ 16532-83.

Допуски выбираются автоматически в соответствии с принятыми степенями точности по нормам кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев, видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор по ГОСТ 1643-81 при  $m > 1$  и ГОСТ 9178-81 при  $m < 1$  для цилиндрических передач и ГОСТ 1758-81 при  $m \geq 1$  мм и ГОСТ 9368-81 при  $m < 1$  мм для конических передач. Проверяется выполнение условий, обеспечивающих правильное проведение измерений, производится проверка качественных показателей передачи с учетом допусков.

Порядок расчета на прочность, включая проектировочный и проверочный расчеты, соответствует ГОСТ 21354-85. При расчете на прочность используются основные расчетные зависимости для определения контактной прочности активных поверхностей зубьев и прочности зубьев при изгибе, установленные указанным стандартом. При расчете прочности конических передач используются методические указания [33].

Производится расчет формообразующих матриц и прошивных электродов для цилиндрических и прямозубых конических пластмассовых зубчатых колес. Расчет ведется по исходным параметрам, указанным в чертеже колеса, или по данным обменного файла программы, и сведениям о литевой усадке, представленным в виде массива данных измерения опытной партии имитаторов проектируемого зубчатого колеса или в виде интервала (предельных отклонений) усадки.

Программа рассчитывает:

- среднее значение и доверительный интервал литевой усадки при заданном коэффициенте надежности, причем, если величина разброса усадки не позволяет получить колеса заданной точности, то следует подсказка о допустимом интервале усадки;
- геометрические параметры матрицы, ее контролируемые размеры и допуски;
- координаты верхнего, среднего и нижнего профилей зуба матрицы и колеса, эвольвентные участки которых аппроксимированы дугами окружностей с заданной точностью;
- координаты профиля зубьев прошивного электрода для изготовления матриц косозубых и конических зубчатых колес с задаваемым оператором смещением (межэлектродным зазором) относительно среднего профиля зубьев матрицы;
- файл кодов для подготовки программы изготовления прямозубой матрицы проволочным электродом на электроэрозионном станке.

Рассчитанные координаты профилей записываются в обменный файл вида \*.DXF, что позволяет получить чертеж матрицы в системе графического редактирования, например, AutoCAD. В работе программы по умолчанию предусмотрено, что в исходных данных, относящихся к параметрам исходных контуров и показателям точности зубчатых колес, указывается основной

(один из наиболее распространенных) вариант задания исходных данных, причем при выборе параметров исходного контура в подсказках оператору указываются возможные стандартные значения параметров исходного контура, а при назначении степени точности и вида сопряжения – ограничения при комбинировании норм кинематической точности, плавности работы и норм контакта зубьев зубчатых колес и передач разных степеней точности, предусмотренные стандартами.

**Работа с программой.** При запуске программы открывается главное окно. Выбрав в главном меню пункт "Настройка" можно загрузить последний файл расчета, показать заставку или информацию о программе или вызвать окно с указанием путей размещения файлов программы. Далее, в зависимости от поставленной цели – проектирования новой передачи или необходимости проведения проверочного прочностного расчета и расчета размеров формообразующих матриц для зубчатых колес передачи с известными геометрическими параметрами после входа в главное окно программы "Номинал" оператор либо переводит программу в режим "Проектировочный расчет", либо рассчитывает "Номинальные размеры передачи".

Результаты расчета выводятся в правой части главного окна (рисунок 1).

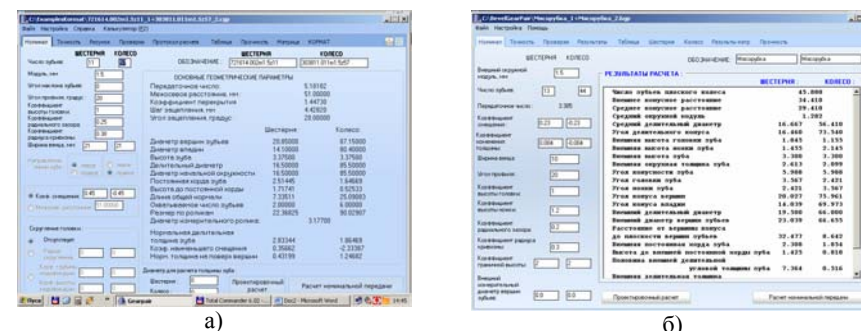


Рисунок 1 – Исходные данные и результаты расчета геометрических параметров цилиндрической (а) или конической (б) передачи.

После расчета номинальных размеров в верхней части главного окна появляются вкладки "Точность", "Рисунок", "Проверка", "Протокол расчета", "Таблица", "Прочность", "Матрица", "Кормат".

На следующем этапе производится расчет реальной передачи, в котором задается и учитывается точность выполнения элементов передачи.

При нажатии на вкладку "Точность" открывается окно, в верхней части которого расположены окна исходных данных, снабженные спаренными кнопками, которые предназначены для выбора степени точности передачи и норм бокового зазора (рисунок 2).

Оператор может при необходимости задать другие нормы, в том числе и

комбинированные. При этом, если комбинированные нормы будут выходить за пределы, регламентированные ГОСТ-ом, выдаются предупреждения, касающиеся ограничений при выборе комбинированных норм кинематической точности, плавности работы и норм контакта зубьев зубчатых колес и передач разных степеней точности. Все предупреждения выделяются шрифтом красного цвета.

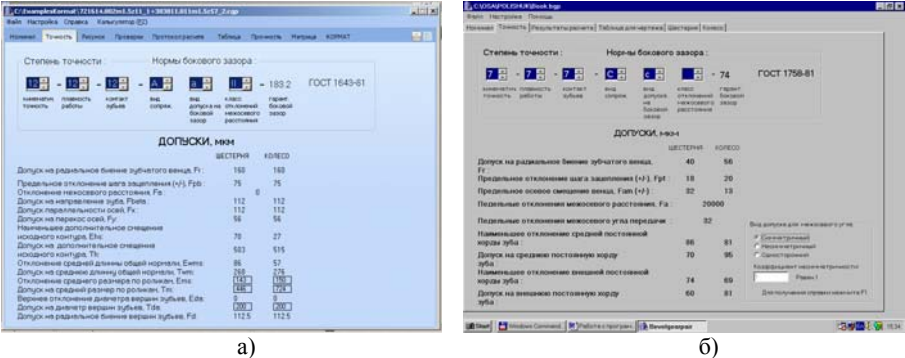


Рисунок 2 – Задание параметров точности для цилиндрической (а) и конической (б) зубчатой передачи

В левой нижней части экрана указываются численные значения предельных отклонений и допусков, которые автоматически выбираются по таблицам стандартов в соответствии с принятыми степенью точности, видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор.

Для удобства последующего расчета исполнительных размеров формообразующих матриц для цилиндрических зубчатых колес показатели дополнительного смещения исходного контура  $E_{nr}$  и допуска на дополнительное смещение  $T_n$  могут быть заменены оператором соответственно на наименьшее отклонение длины общей нормали  $E_{nr}$  и допуск на длину общей нормали  $T_w$  или наименьшее отклонение размера по роликам  $E_{nr}$  и допуск на размер по роликам  $T_m$  (рисунок 2,а).

Для конической зубчатой передачи (рисунок 2,б) в правой нижней части окна имеется группа зависимых переключателей, с помощью которых выбирается вид допуска для межосевого угла (симметричный, несимметричный, односторонний), а также окно для ввода значения коэффициента несимметричности. По умолчанию устанавливается симметричный вид допуска на межосевой угол  $E_{\Sigma}$ . При этом в соответствующих строках показателей  $\pm E_{\Sigma}$ ,  $E_{\Sigma}^{-}$  и  $T_{\Sigma}^{-}$ , определяющих гарантированный боковой зазор, указываются их значения, автоматически выбираемые по соответствующим таблицам ГОСТ 9368-81 или ГОСТ 1758-81.

При необходимости назначения показателей  $E_{\Sigma}^{-}$ ,  $T_{\Sigma}^{-}$  при несимметричных предельных отклонениях межосевого угла  $E_{\Sigma}$  следует выбрать соответ-

ствующий переключатель. Затем в окне "Коэффициент несимметричности" установить его значение  $K$ . При назначении увеличенного верхнего предельного отклонения  $E_{\Sigma}$  значение  $K$  выбирается в пределах  $2 > K > 1$ ; а при назначении уменьшенного верхнего предельного отклонения  $E_{\Sigma}$  – в пределах  $(-2) > K > (-1)$ .

Если необходимо назначить одностороннее предельное отклонение межосевого угла  $E_{\Sigma}$ , следует после выбора соответствующего переключателя установить значение коэффициента несимметричности  $K=+2$  или  $K=-2$ .

Для цилиндрических передач вкладкой "Рисунок" можно открыть окно, в котором изображена рассчитываемая передача в масштабе, определяемом размерами окна. Имеется кнопка, нажатие на которую вызывает перестройку изображения в масштабе 5:1 от исходного, а также кнопки, позволяющие увеличивать и уменьшать масштаб изображения до желаемых величин. Кроме того, можно запустить процесс анимации изображения.

При открытии окна вкладкой "Проверки" выполняется расчет передачи с учетом назначенных степеней точности и вида сопряжения колес передачи. Рассчитываются наименьшие отклонения и допуски на размер по роликам (шарикам), длина общей нормали, размер постоянной хорды, хорды на заданном диаметре.

Производится проверка правильности расчета геометрических параметров и положения контактных точек при измерении длины общей нормали и размера по роликам; проверка достаточности величины активного участка профиля зуба, в случае наличия подрезания; проверка на заострение вершин зубьев; проверка коэффициента перекрытия передачи. Все проверки производятся при экстремальном сочетании параметров, входящих в расчетные формулы, и с учетом отклонения размеров зубчатых колес в процессе их изготовления.

В случае если условие, по которому производится данная проверка, не выполняется, то результат этой проверки выделяется красным цветом. По окончании геометрического расчета в окне "Таблица" размещаются итоговые результаты геометрического расчета передачи.

Одновременно с выводом результатов расчета в окне "Номинал" они также выводятся в окно результатов (вкладка "Протокол расчета"). После выбора параметров точности передачи заданные параметры и результаты расчета также отражаются в итоговой таблице, которая содержит исходные данные; допуски; основные геометрические параметры; измерительные размеры зуба.

Вкладка "Таблица" открывает окно, в котором приводятся данные, указываемые на чертеже шестерни и зубчатого колеса. В нижней части окна имеется группа зависимых переключателей, с помощью которых можно видеть измерения для контроля разномименных поверхностей зубьев шестерни и колеса – для цилиндрической передачи – длина общей нормали, размер по роликам, постоянная хорда, толщина зуба по хорде, для конической – размер средней или внешней постоянной или делительной хорды зуба.

Окно "Прочность" служит для производства проверочного расчета на контактную выносливость поверхностей зубьев и на выносливость зубьев при



изгибе (рисунок 3). В окне имеются переключатели для выбора характеристик рассчитываемой передачи: типа передачи (открытая, частично открытая, закрытая); способ смазывания (несмазываемая передача, разовая смазка, консистентная смазка, масляная ванна); положение колес относительно подшипниковых опор (для цилиндрической передачи – симметрично, несимметрично, консольно, для конической – в зависимости от схемы передачи (рисунок 3,б)); способ изготовления колес (нарезание, литье под давлением).

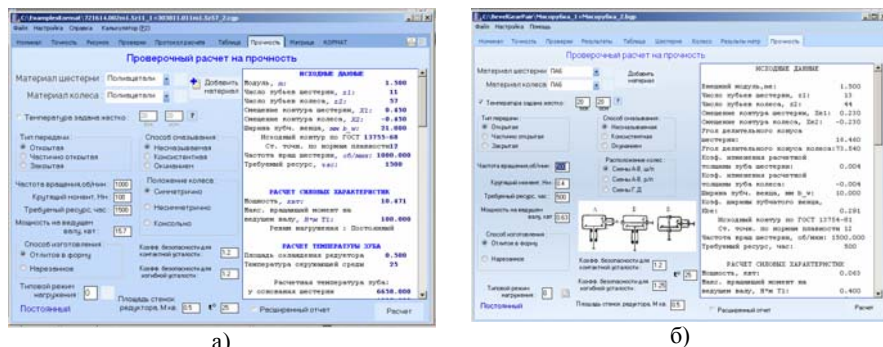


Рисунок 3 – Вид окон "Прочность" проверочного расчета на контактную выносливость зубьев при изгибе для цилиндрической (а) и конической (б) передач

В соответствующие поля заносятся данные, необходимые для расчета: частота вращения шестерни,  $\text{мин}^{-1}$ ; вращающий момент на шестерне, Н·м; требуемый ресурс работы, час; коэффициенты безопасности для контактной и изгибной выносливости; площадь теплоотводящих стенок и крышки редуктора,  $\text{м}^2$ ; температура окружающей среды,  $^{\circ}\text{C}$ .

Режим нагружения (один из типовых или ступенчатый) указывают цифрой в соответствующем поле, ориентируясь на всплывающую подсказку. При ступенчатом режиме нагружения открывается окно, куда заносится число ступеней, нагрузка и длительность работы на каждой ступени.

В верхней части окна "Прочность" расположены поля для выбора материала шестерни и колеса. Материал выбирается из падающего списка. После выбора материала активизируется кнопка рядом с полем материала, которая открывает окно с характеристиками выбранного материала.

Необходимые для расчета величины пределов контактной ( $\sigma_{Hlimb}$ ) и изгибной ( $\sigma_{Flimb}$ ) выносливости определяются расчетом по уравнениям, полученным обработкой табличных экспериментальных данных. Здесь в левой части окна находятся таблицы, в которых приведены коэффициенты полиномов четвертой степени для интервала температур от 20 до 120 градусов в зависимости от вида смазки. Вид смазки устанавливается одним из переключателей, расположенных в верхней части окна. Переключатели синхронизированы с переключателями способа смазывания в окне "Прочность".

В правой части окна приведены коэффициенты полинома для расчета модуля упругости материала при температуре эксплуатации, а также ряд коэффициентов, используемых при расчете температуры боковой поверхности и основания зубьев.

При расчете по программе для цилиндрических передач результаты расчета формообразующих матриц для шестерни и колеса выводятся в окне "Матрица" (рисунок 4, а).

Исходные данные могут быть заданы в одном из вариантов – либо в виде интервалов усадки по диаметру вершин зубьев ( $S_{a\max} \div S_{a\min}$ ) и толщине зуба ( $S_{t\max} \div S_{t\min}$ ), либо в виде массива данных, полученных при измерении имитаторов зубчатых колес – диаметр  $d_{at}$  и ширина  $b_h$  матрицы, массив измерений диаметра  $d_a$  и ширина  $b$  образцов имитаторов, количество измерений ( $N_d$  и  $N_h$ ).

В результате расчета матриц для шестерни и колеса на экран выводятся максимальное, среднее и минимальное значения коэффициента смещения, диаметра вершин зубьев, длины общей нормали и размера по роликам. Исходными данными для расчета указанных параметров являются заданные в окне "Точность" показатели наименьшего смещения исходного контура, отклонения средней длины общей нормали и отклонения размера по роликам и допуски на эти отклонения.

При расчете формообразующих матриц для конических передач предусмотрены вкладки "Шестерня" и "Колесо". Вкладка "Шестерня" открывает окно, левая сторона которого служит для ввода исходных данных, необходимых для расчета геометрических параметров матрицы для литевой формы на коническую шестерню и электрода для ее изготовления (рисунок 4, б).

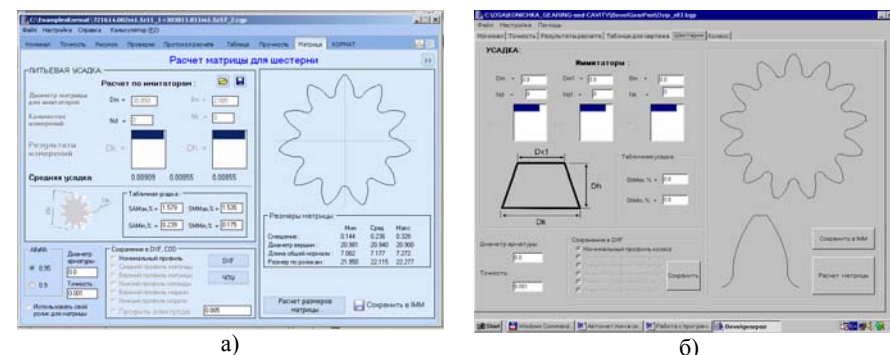


Рисунок 4 – Вид окна расчета матриц цилиндрического (а) и конического (б) зубчатого колеса

В верхней части расположены три колонки окон, в которые заносятся результаты измерения имитаторов, необходимые для расчета величины усадки полимерного материала. Усадка может определяться либо по результатам измерения одного (большого) диаметра имитатора  $Dk$ , либо по результатам измерения большего  $Dk$  и меньшего  $Dk1$  диаметров и высоты  $h$  имитатора в соответствии со

схемой, приведенной в окне "Шестерня". В каждой колонке имеются окна, куда заносятся: размер матрицы  $Dm$ ,  $Dm1$  и  $Bm$ , в которую отливались имитаторы; количество измерений  $Nd$ ,  $Nd1$  и  $Nb$ ; массив результатов измерений  $Dk$ ,  $Dk1$  и  $h$ .

Для расчета матрицы может быть использован также интервал табличной усадки. Соответствующие окна для ввода максимальной и минимальной величины усадки расположены рядом со схемой измерения имитаторов.

Кроме того, имеется окно для ввода диаметра металлической арматуры, если она предусмотрена конструкцией колеса, окно для ввода точности аппроксимации эвольвентного профиля зубьев и окно для задания величины межэлектродного зазора между профилями зубьев матрицы и инструмента-электрода. Правая часть окна предназначена для вывода графической информации. Выводится профиль зубчатого венца в сечении, перпендикулярном оси колеса. Здесь же расположена кнопка "Расчет матрицы", которой после ввода исходных данных дается команда на выполнение расчета, а также кнопка "Сохранить в IMM", позволяющая сохранить введенные исходные данные в соответствующем файле исходных данных, например, Book1.imm (аналогично файлу исходных данных Book1.bgr для расчета передачи).

В нижней части окна имеется группа независимых переключателей для выбора профилей, которые необходимо сохранить в DXF файлах. Программа автоматически присваивает файлам имена, например: Book1\_Ring1-6-0, Book1\_Ring2-6-0, Book1\_Ring1-6-2. Здесь Book1 – имя файла исходных данных, Ring1 – обозначение шестерни, Ring2 – обозначение колеса, 6 – вид профиля (0, 1 и 2 – соответственно, верхний, средний и нижний профили колеса, 3, 4 и 5 – аналогичные профили матрицы, 6 – относится к электроду).

Вкладка "Колесо" открывает окно, которое служит для ввода исходных данных и расчета геометрических параметров матрицы конического колеса и электрода – инструмента для ее изготовления. Конфигурация окна "Колесо" аналогична рассмотренному выше окну "Шестерня". Результаты расчета размещаются в следующем окне "Результаты расчета матрицы"

**Закключение.** В статье приведены некоторые итоги исследований, направленных на создание САПР зубчатых передач с пластмассовыми колесами, изготавливаемыми методом литья под давлением. Для автоматизированного проектирования предложен алгоритм и создан эскизный проект программы расчета по действующим стандартам с учетом зависимости показателей теплофизических, физико-механических и триботехнических свойств пластмасс и расчетных коэффициентов от вида материалов сопряженных пар, внешних факторов и условий эксплуатации. При расчете геометрических параметров учитывается изменение размеров от технологической усадки, а также изменение сборочных зазоров при изменении температуры и влажности окружающей среды; в расчетах на прочность – повышенная податливость зацепления пластмассовых колес, зависимость модуля упругости, коэффициента Пуассона и пределов выносливости при изгибе и контактной выносливости

от температуры и зависимость триботехнических характеристик от вида смазочного материала, характера смазывания и сочетания материалов сопряженных пар. Реализован принцип многовариантности проектировочного прочностного расчета и возможности пополнения базы данных по полимерным материалам показателями теплофизических, механических и триботехнических свойств пластмасс, достаточных для проведения расчетов по программе.

При подготовке программ автоматизированного расчета использованы стандарты, регламентирующие расчет основных параметров зубчатых передач – исходного контура цилиндрических (ГОСТ 13755-81, ГОСТ 9587-81) и конических (ГОСТ 13754-81 и ГОСТ 9587-81) зубчатых колес; расчет геометрии (ГОСТ 16532-83 и ГОСТ 19624-74 соответственно), допуски – ГОСТ 1643-81 ( $m \geq 1$  мм) и ГОСТ 9178-81 ( $m < 1$  мм) – для цилиндрических передач, ГОСТ 1758-81 ( $m \geq 1$  мм) и ГОСТ 9368-81 ( $m < 1$  мм) – для конических передач, расчеты на прочность по ГОСТ 21354-87, а также нормативные и справочные источники, в том числе по расчету прочности конических передач и передач с пластмассовыми зубчатыми колесами [33].

**Список литературы.** 1. Старжинский В.Е., Кудинов А.Т. О разработке методики расчета формирующего инструмента для литых пластмассовых зубчатых колес // Вестник машиностроения. – 1985. – №10. – С.38-41. 2. Лу С.Ч., Старжинский В.Е., Осипенко С.А., Кудинов А.Т. Пластмассовые зубчатые колеса: Автоматизированный расчет профиля формообразующей матрицы // Вестник машиностроения. – 1995. – №10. – С.8-12. 3. Starzhinsky V.E., Ossipenko S.A., Kudinov A.T., Lee S.C., Shalobaev E.V. Plastic Gears: PC-aided Computation of Tooth Ring Profile Coordinates for Forming Dies // Gearing and Transmissions. – 1999. – No2. – P.36-46. 4. Starzhinsky V.E., Kudinov A.T., Ossipenko S.A., Lee S.C. Plastic Gears: Automated Computation of Geometrical Parameters and Accuracy Indices // Proc. of International Conference "Gear Transmissions-95". – Sofia, Bulgaria, 1995. – Vol.3. – P.91-93. 5. Starzhinsky V.E., Ossipenko S.A., Kudinov A.T. Plastic Gears: Female Dies Geometrical Parameters Computation and Experimental Results // Proc. of International Conference "Gears-96: Manufacturing, Control, Maintenance". – Poznan, Poland, 1996. – P.350-355. 6. Старжинский В.Е., Осипенко С.А., Кудинов А.Т., Шалобаев Е.В. Экспериментальное исследование технологической точности пластмассовых зубчатых колес // Вестник машиностроения. – 1997. – № 8. – С.11-14. 7. Lee S.C. A Study on the Design and Manufacturing Technology for Precision Plastic Gears // Korea Institute of Science and Technology. – Seoul, 1994. 8. Starzhinsky V.E., Lee S.C., Ossipenko S.A., Kudinov A.T. PC-Aided Design of Injection Molding Tool for Spur and Helical Plastic Gears // Proc. of XXXV Conference of Department of Machine Parts. – Bratislava, 1997. – P.167-171. 9. Starzhinsky V.E., Ossipenko S.A., Starominsky V.B., Slepov Yu.A. PC-Aided Design of Gear Mold Dies for Cylindrical and Bevel Plastic Gears // Proc. of International Conference "Power Transmissions'03" (September 11-12, 2003, Varna, Bulgaria). – Section II. – Sofia, 2003. – P.51-55. 10. Старжинский В.Е., Осипенко С.А. Автоматизированное проектирование конических пластмассовых зубчатых колес и формирующего инструмента для их производства // Сб. докладов научно-технической конференции с международным участием "Теория и практика зубчатых передач". – Ижевск: ИжГТУ, 2004. – С.289-294. 11. Starzhinsky V.E., Ossipenko S.A. Preparation of Initial Data for Construction of 3-D Model for Straight Bevel Plastic Gear // Proceedings of the Scientific Seminar "Terminology for the Mechanism and Machine Science". Edited by Štefan Segl'a. – Bardejov Spa, Slovakia, 2005. – P.37-44. 12. Starzhinsky V., Ossipenko S., Soliterman Yu., Goman A. Plastic Bevel Gears: PC-aided Design of Gear Pairs, Gears and Gear Mold Dies // Monograph "Machine Design", University of Novi Sad, Faculty of Technical Sciences, Association for Design, Elements and Construction. – Novi Sad, 2007. – P.265-274. 13. Старжинский В.Е., Петроковец Е.М., Хиженко В.Ф. САПР конических зубчатых передач с пластмассовыми колесами // Сб. докладов науч.-техн. конф. с международным участием "Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения". – Ижевск, 2008. – С.369-374. 14. Шалобаев В.В. Новые возможности инженерного проектирования в системе APM WinMachine 8.5 // САПР и графика. – 2005. – № 9 (<http://www.sapr.ru/Archive/SG/2005/9/4/>). 15. Hohle A., Kempa B., Weck

*E.h.M. Modern Gear Design Computer Assisted from Conception to Production // Proc. of 4-th world Congress on Gearing and Transmission. – M.C.I, Paris, 1999. – P.91-102. 16. Ren Z., Ulbin M. Computer Aided Gear Design // Proc. of 4-th world Congress on Gearing and Transmission. – M.C.I, Paris, 1999. – P.355-360. 17. Rao J.S., Puri T., John J. Computer-Aided Design of Gears in Transmission Systems // Proc. of the International Conference on Gearing, Transmissions and Mechanical Systems, Edited by Daizhong Su. – London UK, 2000. – P.213-222. 18. <http://www.consistent.ru> 19. <http://www.ascon.ru> 20. Гольдфарб В.И., Лукин С.В., Трубочев Е.С. Новый подход к созданию универсальных САПР зубчатых передач // Сб. докладов научно-технической конференции с международным участием "Теория и практика зубчатых передач". – Ижевск, 2004. – С.269-277. 21. Goldfarb V.I., Lunin S.V., Trubachov Ye.S. Direct Digital Simulation for Gears. – Vol.1. – Izhevsk, 2004. – 77p. 22. Гольдфарб В.И., Ткачев А.А. Проектирование эвольвентных цилиндрических передач. Новый подход. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2004. – 94с. 23. Гутин С.Я., Власов М.Ю. Информационные технологии в эскизном проектировании и оптимизации параметров зубчатых цилиндрических редукторов. – М.: Высшая школа, 2004. – 112с. 24. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие. – М.: Высшая школа, 2004. – 309с. 25. <http://www.stargear.com> 26. Zahnräder aus thermoplastischen Kunststoffen. VDI 2545. 27. [http://www.abapgt.com/plastic\\_gears.asp](http://www.abapgt.com/plastic_gears.asp) 28. Tooth Proportions for Plastic Gears. ANSI/AGMA 1006-A97. 29. Predki W., Wassermann J. Design and Optimization of Crossed Helical Gears Made from a Combination of Steel and Plastic // Proc. of International Conference on Gears. VDI-Berichte, 1904.1, Garhing near Münnich, Germany. – VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 2005. – P.65-75. 30. Wassermann J. Einflussgrößen auf die Tragfähigkeit von Schraubradgetrieben der Werkstoffpaarung Stahl / Kunststoff / Dissertation zur Erlangung des Grades Doktor-Ingenieur. – Bochum, 2005. – 308p. 31. Kleiss R.E., Kapelevich A.L. and Kleiss N.J. New Opportunities with Molded Plastic Gears. AGMA Technical Paper 01FTM9. 32. Kapelevich A. Gear Design: Breaking the Status quo // Machine Design. – May 10, 2007. – P.89-93. 33. Зубчатые передачи. Справочник / Под общей ред. Е.Г. Гинзбурга. – Л.: Машиностроение, 1980. – 416с.*

*Поступила в редколлегию 04.05.2009*

УДК 621.833.7

**Я.А. СТЕЦЕНКО**, аспирант каф. ТМ и ТММ НАКУ "ХАИ"

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРЕДЕЛЬНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Розглянуто граничний режим роботи хвильової зубчастої передачі (ХЗП), зокрема проскакування зубців гнучкого та жорсткого коліс при досягненні граничного обертаючого моменту в ХЗП. Поставлені задачі та запропонована методика дослідження даного явища. Приведено спосіб оптимізації геометричних параметрів ХЗП за граничним обертаючим моментом.

Limit mode of harmonic drive gear (HDG) operation is considered, specifically circular and flexible splines teeth overshoot when limit torque is aimed in HDG. Tasks are assigned and a method is proposed to research this occurrence. A way of limit torque optimization of HDG geometrical parameters is adduced.

**Введение.** Волновые зубчатые передачи (ВЗП) широко применяют в различных областях аэрокосмической техники. Это связано с преимуществами, которые можно получить благодаря таким механизмам. Объекты аэрокосмической техники часто работают в критических условиях, что выдвигает высокие требования в отношении их нагрузочной способности, КПД, точно-

сти передачи движения и долговечности элементов этих систем. Как известно, при своей компактности и относительно небольшом весе ВЗП позволяют получить большое передаточное отношение, обеспечить высокую точность позиционирования и увеличить срок службы механизма. ВЗП применяют в приводах управления механизацией крыла, в механизмах движения солнечных батарей ИСЗ, в орбитальных телескопах и др.

В современных условиях актуальной является задача исследования предельного режима работы передачи с целью улучшения ее характеристик, в частности предельного вращающего момента, а также для разработки новых методик расчета ВЗП.

**Формулирование задачи.** Предельный вращающий момент является одним из основных параметров, характеризующих предельные возможности ВЗП. Оптимизация передачи по предельному вращающему моменту позволяет получить такой набор значений параметров, которые обеспечат оптимальную конфигурацию передачи. Механико-математическое моделирование и исследование предельного режима также позволит осветить процессы, происходящие во время наступления данного режима и непосредственно после него. Результаты такого исследования могут быть использованы для совершенствования существующих методик расчета ВЗП. Процедура оптимизации, моделирование и исследование предельного режима работы ВЗП представляют собой актуальную научно-техническую задачу.

В настоящее время известны публикации, касающиеся данной темы [1-4] однако они не связаны в полной мере с вопросом оптимизации ВЗП, а также с механико-математическим моделированием процессов, протекающих в ВЗП при наступлении предельного режима.

**Решение задачи.** Как известно, передача движения в ВЗП происходит по причине деформирования гибкого колеса и взаимодействия зубьев гибкого и жесткого колес. Возможность достижения волновой передачей предельного вращающего момента обусловлена проскоком зубьев гибкого колеса. Как показали проведенные ранее эксперименты [5], основными причинами проскока зубьев являются изменение начального бокового зазора между вершинами зубьев на входе в зацепление и появление интерференции из-за упругих перемещений зубьев при нагружении передачи, как это показано на фотографиях (рисунок 1).

На рисунке 1а показано зацепление при нагружении передачи предельным моментом, но при неподвижном генераторе. Зубья гибкого колеса находятся в зацеплении всей активной частью профиля. Из-за того, что вращающий момент имеет предельное значение, зубья гибкого и жесткого колес начинают интерферировать. При вращении генератора зубья гибкого колеса, упираясь в зубья жесткого колеса, начинают выходить из взаимодействия, что видно на рисунке 1б. Генератор продолжает вращаться, что приводит к дальнейшему увеличению зазоров между зубьями гибкого и жесткого колес, которые затем полностью